

省エネ・省資源を実現するクリーン空調システムの開発(その2)

- タスク&アンビエントクリーン空調システムのライフサイクルにおけるCO₂排出量削減効果 -

長谷部 弥 白谷 毅 小松原 正幸 梶間 智明

(技術研究所)

(設計本部)

(設計本部)

(技術研究所)

Development of an Energy and Resource-saving-Air Cleaning System (part 2)

- Reduction effect of life cycle CO₂ emission on a task and ambient air cleaning system -

by Hisashi Hasebe, Takeshi Shiratani, Masayuki Komatsubara and Tomoaki Kajima

Abstract

The objective of this study is to clarify the extent to which the CO₂ emission over the life cycle (from material manufacturing, construction, operation, maintenance, reform to demolition) of the task and ambient air-cleaning system is reduced. This is done by ascertaining quantitatively the influence of differences in the cleanroom system, cleanliness and thermal load. In particular, the energy required for air circulation in the operation phase, which was considerable in the conventional system, was examined in detail. Compared with a conventional system, it was shown that the CO₂ emissions of the task and ambient air-cleaning system can be reduced by 44% in the construction phase, by 30% for maintenance and reform conducted during the operation phase, by 19% in terms of energy consumed during the operation phase, by 16% in the demolition phase, and by 20% over the entire life cycle (45 years). It was shown that CO₂ emissions are reduced by about 50% due to changes in the air-cleaning system from past to present models, and in the near future, if conventional systems will be replaced by the proposed system, it was shown that CO₂ emission could be reduced by 24%. Moreover, in this paper, the outline of a “temperature stratification type local air cleaning system,” the temperature distribution characteristic, the cleanliness characteristic, and energy-saving are reported.

概要

本研究では、タスク&アンビエントクリーン空調システム¹⁾のライフサイクルCO₂排出量削減効果を定量的に把握することを目的とし、特に、従来システムで多くのエネルギーを必要とした運用段階の空気循環エネルギーについて詳細に検討を行った。その結果、従来システムと比較してCO₂排出量は、建設段階で44%、運用段階の修繕・改修で30%、運用段階のエネルギー消費量で19%、廃棄段階で16%、ライフサイクル(45年間)で20%の削減効果があることが分かった。また、クリーン空調システムの変遷による運用段階のエネルギー消費量によるCO₂排出量の変化について検討を行い、過去から現在までのシステムの変遷により約50%、将来的にタスク&アンビエントクリーン空調システムに置き換えることにより更に24%のCO₂排出量が削減できることを示した。さらに、装置からの発熱を効率よく処理する温度成層型クリーン空調システムのクリーン性能の検証を行い、CO₂排出量がさらに42%削減できることを示した。

1.はじめに

近年、地球温暖化やエネルギー資源の枯渇といった地球環境問題が大きい問題となっており、建築分野においても温室効果ガス削減対策・省資源対策などの低炭素社会づくりへの対応は、建物建設の企画当初から考慮すべき重要なテーマであり、地球環境を守る上で必須である。

電子デバイス製造クリーンルーム(CR: Cleanroom)は、1960年代初頭から始まったCR以来²⁾その基本構造にほとんど変化がなく、建設段階の省資源化の取り組みが行われているとは言い難い。運用段階のエネルギー消費に

ついては、クリーンエリアの考え方や送風方式の変更などの工夫が行われ、現状では、ボールルーム+ミニエンバイロメントシステムの採用により、エネルギー消費量の削減³⁾が図られている。

これまでのクリーン空調システムの特徴として、CRに供給するすべての空気をHEPA(High Efficiency Particulate Air)フィルタ、ULPA(Ultra Low Penetrate Air)フィルタなどで清浄化し供給していることが上げられる。これはCRを清浄化する上で非常に重要であるが、熱負荷が多い空間では、熱処理に必要な風量で循環風量が決まり、必要以上の清浄度となり無駄となっている。

このことから、現状のクリーン空調システムにおいてもさらなる省エネの検討の余地があると考えられる。

建築物の建設から運用段階までの CO₂ 排出量を算出した研究は、小林ら⁴⁾や酒井ら⁵⁾、山口ら⁶⁾の研究がある。これらは、モデル事務所を想定して標準ケースと CO₂ 排出量削減対策を行ったケースの比較検討研究、既設事務所ビルを対象とし改修する場合と建替える場合の建設段階の環境負荷排出量の比較検討研究であり、建物の CO₂ 排出量に関する研究は事務所ビルを対象としたものがほとんどで、工場の研究はみられない。特に CR の運用段階の CO₂ 排出量の検討を行っている研究はない。

前報⁷⁾では、CR の省エネ・省資源(つまり、CO₂ 排出量削減)を目的として、床壁天井の 2 重区画が不要で、熱処理と清浄化を分離したタスク&アンビエントクリーン空調システム(T&A 方式)の提案を行い、クリーン空調システムとして重要な気流性状・発塵時の影響などが従来システムより高性能であることを実験的に検証した。

本報では、T&A 方式のライフサイクル CO₂ 排出量削減効果を定量的に把握することを目的として、クリーン空調システム、清浄度、熱負荷に着目し評価を行った。特に、運用段階の空気循環エネルギーについて詳細に検討を行った。また、さらなる CO₂ 排出量削減が可能な応用システムの性能検証と削減効果について述べる。

2. タスク&アンビエントクリーン空調システム

T&A 方式は、タスククリーン空調システム(T 方式)とアンビエントクリーン空調システム(A 方式)で構成される(図 - 1)。

A 方式は非一方向流方式クリーン空調システムで、よどみ域が少なくなるように FFU(Fan Filter Unit) の吹出し気流を広げ、作業面(FL+600~1,200mm)で均等な気

流分布を形成することにより CR 全体の熱処理と清浄化を行う方式である。T 方式は局所クリーン空調システムで、アンビエントクリーン空間の中でより高浄化したエリアの上部に FFU を設置し、清浄空気で包み込み、高浄化を実現する方式である。

T&A 方式は、従来システムで必要とされていたシステム天井、床グレーチング、リターンスペースを必要とせず、建設資材が削減できる。また、熱処理と清浄化を分離することにより、循環風量が削減でき省エネとなる。

3. ライフサイクルにおける CO₂ 排出量

3.1 概要

鉄骨造の 1 層のモデル CR を対象として、建設、運用(修繕・改修、エネルギー消費)、廃棄の各段階の CO₂ 排出量を算出し、比較検討を行った。

クリーン空調システムの違いによるライフサイクル CO₂ 排出量を評価するために、空調機システム、FFU システム、アンビエントクリーン空調システムの 3 種類のクリーン空調システムを設定した。

表 - 1 に各方式の条件を示す。空調機システム(AHU 方式)は、CR 出現当初からの方式で、空調機+ダクト+HEPA 吹出口により、空気を循環させ清浄度確保と温度制御を行う方式である。

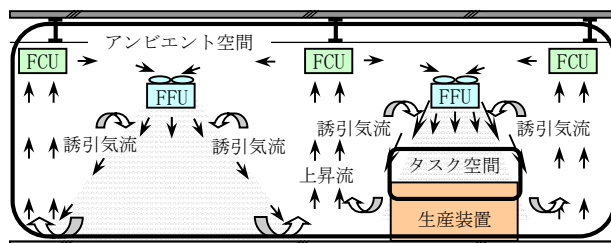


図 - 1 T&A システムの概念図

表 - 1 CO₂ 排出量の検討を行ったクリーン空調システムの条件

空調方式	AHU 方式	FFU 方式	A 方式
概念図			
平面	38.4m×28.8m(9.6m スパンの 4×3 グリッド) 1,106m ²		
断面	階高 8m(グレーチング下 1.5m・天井高 4.5m・天井内 2m)		階高 6m (グレーチングなし、仮想天井高 4.5m・仮想天井面から上階スラブ 2m)
温湿度	23±1℃, 45±10%		
清浄度	ISO クラス 7 (0.3μm 10,000 個/ft ³), 換気回数 20 回/h		
熱負荷	350W/m ² (電子デバイス製造クリーンルームにおいては中密度の熱負荷)		
清浄化方法	空調機	標準型 FFU	多風量 FFU
冷却方法	空調機(リターンダクトあり)	ドライコイル(リターンシャフトあり)	特型 FCU(リターンシャフトなし)
冷却コイル	冷水温度差: 5.0deg. 循環空気温度差: 7.0deg.	冷水温度差: 2.5deg. 循環空気温度差: 2.5deg.	冷水温度差: 5.0deg. 循環空気温度差: 5.0deg.
排気量	スクラバス: 10m ³ /h/m ² , スクラバ以外系: 10m ³ /h/m ²		
外気供給量	排気量+加圧量(0.5 回/h 分)		

FFUシステム(FFU方式)は現在の代表的な方式で、FFU+システム天井+リターンシャフトにより空気を循環させ清浄度確保と温度制御を行う方式である。

アンビエントクリーン空調システム(A方式)は、CRの省エネ省資源を目的として開発した方式で、FFUにより清浄度確保を、FCU(Fan Coil Unit)により温度制御を行う方式である。

清浄度・温湿度・熱負荷・排気量・外気供給量は同じ条件とした。システムごとに冷却コイル能力・循環風量を詳細に設定し、クリーン空調に係るエネルギーについて詳細に検討した。設定した冷却コイル能力(冷水温度差・循環空気温度差)は、現状のシステムでよく使用される値で経済性等を考慮したものである。

3.2 建設段階のCO₂排出量

建設段階のCO₂排出量は、建築資材・機械設備資材・電気設備資材に分けて算出した。クリーン空調システムの違いによるCO₂排出量の差を明確にするため、機械設備資材については詳細に検討を行った。AHU方式とFFU方式の建築資材については、資材量に大きな差がないため、CO₂排出量は同じとした。

3.2.1 建設段階のCO₂排出量算出方法

計算対象は、CRを形成する建屋とクリーン空調に係わる機械設備および電気設備とし、杭・基礎などの地下部分の工事、扉や金物などの雑工事および機械室・電気室・併設される事務エリアなどは対象外とした。ただし、機械室等に設置される熱源設備類、電気室に設置される受電設備等は計算に含まれている。製造するデバイスごとに異なり、また、クリーン空調システムに直接関係が無い生産施設特有の冷却水設備・生産用ガス設備などは計算対象外としたが、CO₂排出量評価には影響ない。

建設段階の建築・設備資材のCO₂排出量は、資材数量と資材ごとのCO₂排出量原単位から式(1)より算出した。

$$CE_{arch} = \sum_i (M_i \times c_i) \quad \dots(1)$$

ここに、

CE_{arch} : 建築資材・設備資材のCO₂排出量[kg-CO₂]

M_i : 資材*i*の数量[m² or t]

c_i : 資材*i*のCO₂排出量原単位[kg-CO₂/m² or t]

i : 建設資材・械設備資材

である。

建築資材の構成部材は、躯体と内装に分けて主要部材の床、屋上、外壁、柱、梁、床・壁の内装仕上げ、システム天井、リターンシャフトパネル、グレーチングの数量を算出した(表-2)。主な資材の数量を表-3に示す。全体への影響が少ない資材(ALC、防水シート、内壁仕上げボード、床仕上げシート)はその他建材としてまとめた。コンクリートと鉄で全体の約90%を占めている。

表-2 構成部材の数量比較

構成部材		AHU方式 FFU方式	A方式	
躯体	床コンクリート	1,105.9 m ²	1,105.9 m ²	
	屋上コンクリート	1,105.9 m ²	1,105.9 m ²	
	外壁ALC	1,075.2 m ²	873.3 m ²	
	柱	160.0 m	130.0 m	
	梁	大梁	309.8 m	309.8 m
		小梁	230.4 m	230.4 m
内装	内装仕上げ	内壁	1,075.2 m ²	873.6 m ²
		床	1,105.9 m ²	1,105.9 m ²
	システム天井	パネル	1,033.9 m ²	0.0 m ²
		アルミバー	2,832.0 m	0.0 m
	リターンシャフトパネル	345.6 m ²	0.0 m ²	
	グレーチング床	パネル	1,105.9 m ²	0.0 m ²
		鉄骨架台	9.3 m ³	0.0 m ³

表-3 主な資材の数量比較[t]

資材	AHU方式 FFU方式		A方式	
	数量	割合	数量	割合
コンクリート	890.3	64.0%	890.3	72.5%
鉄	338.3	24.3%	242.3	19.7%
アルミ	44.2	3.2%	0.0	0.0%
その他建材	118.3	8.5%	96.3	7.8%

表-4 ダクト・配管の単位流量当りの原単位

種類	原単位
ダクト	0.6245 m ² ・ダクト/(m ³ ・min)
配管	2.623 kg・配管/(L・min)

表-5 建築資材のCO₂排出量原単位

資材	CO ₂ 排出量原単位
生コンクリート	0.205 kg-CO ₂ /kg
セメント製品	0.342 kg-CO ₂ /kg
プラスチック発泡製品	3.654 kg-CO ₂ /kg
普通鋼型鋼	1.136 kg-CO ₂ /kg
普通鋼鋼板	1.450 kg-CO ₂ /kg
普通鋼小棒	0.941 kg-CO ₂ /kg
その他の建設用土石製品	1.399 kg-CO ₂ /kg
アルミ圧延製品	9.252 kg-CO ₂ /kg

設備機器のCO₂排出量は、機器容量(表-1に示す条件から算出した)にCO₂排出量原単位を乗じて算出した。ダクト、配管のCO₂排出量は、ダクト・配管の物量に原単位(表-4)を乗じて算出した。物量は、同様システムのCRの見積書から単位流量当たりの原単位を作成し、必要流量(表-1に示す条件から算出した)を乗じて算出した。

電気設備資材・自動制御設備資材のCO₂排出量は、延べ床面積に原単位を乗じて算出した。

3.2.2 建設段階のCO₂排出量原単位

建築資材のCO₂排出量原単位は、日本建築学会の値⁷⁾を使用した(表-5に一部を記載)。これらの値は、産業連関表を基礎データとして作成されたもので、生産段階から流通段階までの各工程におけるCO₂排出量を含めて原単位としたものである。

機械設備資材のCO₂排出量原単位は、空気調和・衛生工学会の値⁸⁾(冷凍機、ボイラ、熱交換器、空調機、ポンプ、自動制御設備などの設備機器およびダクト、配管)と

CR 特有の設備(FFU、FCU、Dry Coil、スクラバ、フィルタ類)でデータがなく、機器の構成部材重量から独自に作成した値がある(表-6 に一部を記載)。これらの値も、機器を製造するための材料段階までの値であり、機器製造時のエネルギー消費による CO₂ 排出量は含んでいない。

AHU 方式の電気設備資材の CO₂ 排出量原単位は、矢川ら⁹⁾の工場における建設段階の延面積あたりの CO₂ 排出量とした。FFU 方式・A 方式の原単位については、クリーン空調用の配線量によりその原単位を見直した。

3.2.3 建設段階の CO₂ 排出量算出結果

図-2 に建設段階の CO₂ 排出量を示す。AHU 方式と FFU 方式がほぼ同量である。FFU 方式と A 方式では、A 方式が約 44%削減されている。建築資材の削減分が大きく、システム天井やグレーチングが不要になった効果が見られている。機械設備資材では、FFU 方式は 151kg-CO₂/m²、A 方式は 102kg-CO₂/m² となり、A 方式が約 32%削減されている。熱処理と清浄化が分離され循環風量が減ったことと機器の大型化により台数が減ったことが要因である。FFU 方式で FFU460 台、DC22 台であったが、A 方式では FFU56 台、FCU17 台となった。

3.3 運用段階の修繕・改修による CO₂ 排出量

ライフサイクルを 45 年と設定し、修繕・改修による CO₂ 排出量を算出した。修繕による CO₂ 排出は、日常の消耗品、部品交換、メンテナンスなどによるものである。

3.3.1 運用段階の修繕・改修による CO₂ 排出量算出方法

CO₂ 排出量は、建設段階の排出量に修繕率を乗じた量が毎年継続して排出されるとして式(2)より算出した。

改修による CO₂ 排出量は、15 年ごとに製造ラインの更新が行われ、機械設備と電気設備がすべて更新され、新築時と同量の資材が消費されるとして式(3)より算出した。躯体と内装の改修はなしとした。

$$CE_{maintenance} = \left\{ (M_i \times c_i) \times R_i \times Y \right\} \quad \dots(2)$$

ここに、

- CE_{maintenance} : 修繕による CO₂ 排出量[kg-CO₂]
- M_i×c_i : 資材 i の建設段階の CO₂ 排出量[kg-CO₂]
- R_i : 資材 i の修繕率[%/年]
- Y : ライフサイクル年数[年]

である。

$$CE_{renewal} = \left\{ (M_i \times c_i) \times N \right\} \quad \dots(3)$$

ここに、

- CE_{renewal} : 改修による CO₂ 排出量[kg-CO₂]
- N : 改修回数

である。

3.3.2 運用段階の修繕・改修による CO₂ 排出量原単位

表-7 に修繕率を示す。機械設備資材と電気設備資材は

表-6 設備機器・ダクト・配管等の CO₂ 排出量原単位

種類	CO ₂ 排出量原単位
冷凍機	31.534 kg-CO ₂ /USRt
冷却塔	1.182 kg-CO ₂ /(L・min)
蒸気ボイラ	3.004 kg-CO ₂ /(kg・h)
熱交換器	0.819 kg-CO ₂ /(Mcal・h)
ポンプ	0.147 kg-CO ₂ /(L・min)
空調機	12.271 kg-CO ₂ /(m ³ ・min)
排気ファン	0.08 kg-CO ₂ /(m ³ ・h)
ダクト	19.489 kg-CO ₂ /m ² ・ダクト
配管	2.768 kg-CO ₂ /kg・配管
自動制御設備	3.307 kg-CO ₂ /m ² ・延床
電気設備資材(AHU方式)	125.0 kg-CO ₂ /m ² ・延床
FFU(1200×600) (標準、多風量とも)	60.82 kg-CO ₂ /台
特型FCU	908.66 kg-CO ₂ /台
DC	823.70 kg-CO ₂ /台
スクラバ	5,455.20 kg-CO ₂ /台
中性能フィルタ(外気処理) 610×610×290	43.00 kg-CO ₂ /台
HEPAフィルタ(外気処理) 610×610×290	47.40 kg-CO ₂ /台
HEPAフィルタ(内部循環) 1200×600×80	66.80 kg-CO ₂ /台
電気設備資材(FFU方式)	142.50 kg-CO ₂ /m ² ・延床
電気設備資材(A方式)	117.50 kg-CO ₂ /m ² ・延床

表-7 運用段階の修繕率⁷⁾

資材	修繕率
内装	0.01
保温材	0.10
躯体	0.00
機械設備資材	0.06
電気設備資材	0.06

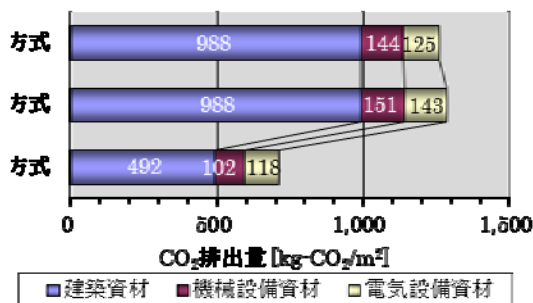


図-2 建設段階の CO₂ 排出量

CR の運転時間を考慮し 3 倍とした。中性能フィルタは半年に一度の交換、HEPA フィルタは 15 年間交換なしとして修繕率とは別に算出し加算した。

3.3.3 運用段階の修繕・改修による CO₂ 排出量算出結果

図-3 に 45 年間運用した場合の修繕・改修による CO₂ 排出量を示す。AHU 方式と FFU 方式がほぼ同量の排出量で、A 方式はこれらより 30%少ない結果であった。A 方式は内装材による建設段階の CO₂ 排出量が非常に少なく 1/10 程度であること¹⁰⁾、二次冷水温度差が大きく循環水量が少ないため配管量が少ないこと、循環ダクトが無くその分の保温材修繕による CO₂ 排出量がないことが要因である。

3.4 運用段階のエネルギー消費によるCO₂排出量

運用段階のエネルギー消費によるCO₂排出量は、内部発熱を処理する熱源エネルギー、冷水循環エネルギー、空気循環エネルギー、外気供給エネルギー、排気処理エネルギーの5項目によるものを算出した(表-8)。

3.4.1 運用段階のエネルギー消費によるCO₂排出量算出方法

CO₂排出量は、熱源・冷水循環・空気循環・外気供給・排気処理のエネルギー消費量と電気の発電に伴うCO₂排出係数から式(4)より算出した。運転時間は年間360日24時間とした。

$$CE_{energy} = 0.339 \times (E_{heatsource} + E_{cs} + E_{ahu} + E_{ffu} + E_a + E_{oa} + E_{ea}) \quad \dots(4)$$

ここに、

CE_{energy} : エネルギー消費によるCO₂排出量[kg-CO₂]

0.339 : 発電に伴うCO₂排出係数[kg-CO₂/(kW・h)]¹⁾

$E_{heatsource}$: 熱源エネルギー[kW・h]

E_{cs} : 冷水循環エネルギー[kW・h]

E_{ahu} : AHU方式の空気循環エネルギー[kW・h]

E_{ffu} : FFU方式の空気循環エネルギー[kW・h]

E_a : A方式の空気循環エネルギー[kW・h]

E_{oa} : 外気供給エネルギー[kW・h]

E_{ea} : 排気処理エネルギー[kW・h]

である。

各エネルギー消費量は、以下の方法で算出した。

1) 内部発熱を処理する熱源エネルギー

熱源エネルギーは、3方式共通で式(5)より算出した。

$$E_{heatsource} = L \times e_{heatsource} \times H \quad \dots(5)$$

ここに、

L : 内部発熱負荷[kW]

$e_{heatsource}$: 冷凍機と冷却塔および冷却水ポンプの動力原単位[kW/kW]

H : 運転時間[h]

である。

2) 冷水循環エネルギー

冷水循環エネルギーは、式(6)より算出した。冷水搬送動力は、冷水量、搬送エネルギー原単位、運転時間から式(7)と式(8)より算出した。搬送ポンプ発熱処理エネルギーは、搬送に必要な動力がすべて熱負荷になるとして式(9)より算出した。

一次冷水量は内部発熱量とファン(循環と外気供給)の発熱量から、二次冷水量は内部発熱量と循環ファンの発熱量からそれぞれ求めた。

$$E_{cs} = P_{primaryes} + P_{secondaryes} + E_{cspump} \quad \dots(6)$$

$$P_{primaryes} = Q_{primaryes} \times e_{primaryes} \times H \quad \dots(7)$$

$$P_{secondaryes} = Q_{secondaryes} \times e_{secondaryes} \times H \quad \dots(8)$$

$$E_{cspump} = P_{cspump} \times e_{heatsource} \times H \quad \dots(9)$$

ここに、

表-8 CO₂排出量を算出した各エネルギーの内訳

エネルギー	内訳
内部発熱を処理する熱源エネルギー	冷凍機、冷却塔、冷却水ポンプの動力
冷水循環エネルギー	一次冷水の搬送動力 二次冷水の搬送動力 搬送ポンプの発熱処理エネルギー
空気循環エネルギー	清浄化・熱処理空気を循環する搬送動力 循環ファンの発熱処理エネルギー
外気供給エネルギー	外気処理のエネルギー 外気を供給する搬送動力 供給ファンの発熱処理エネルギー
排気処理エネルギー	スクラバによる排気処理エネルギー 排気する搬送動力

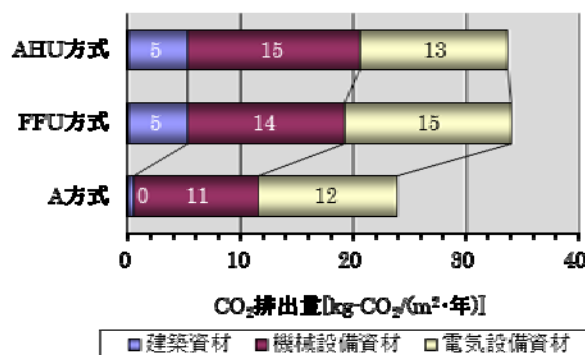


図-3 運用段階の修繕・改修によるCO₂排出量

$P_{primaryes}$: 一次冷水搬送動力[kW・h]

$Q_{primaryes}$: 一次冷水量[m³/h]

$e_{primaryes}$: 一次冷水搬送エネルギー原単位[kW・h/m³]

$P_{secondaryes}$: 二次冷水搬送動力[kW・h]

$Q_{secondaryes}$: 二次冷水量[m³/h]

$e_{secondaryes}$: 二次冷水搬送エネルギー原単位[kW・h/m³]

E_{cspump} : ポンプ発熱処理エネルギー[kW・h]

P_{cspump} : ポンプ搬送動力[kW]

である。

3) 空気循環エネルギー

空気循環エネルギーは、AHU方式とFFU方式では式(10)、A方式では式(15)より算出した。

空気循環搬送動力は、循環風量、搬送エネルギー原単位、運転時間からAHU方式では式(11)、FFU方式では式(13)、A方式では式(16)、式(17)より算出した。循環ファンの発熱処理エネルギーは空気循環に必要な動力すべてが熱負荷になるとして、AHU方式では式(12)、FFU方式では式(14)、A方式では式(18)より算出した。

循環風量は、AHU方式・FFU方式とA方式では求め方が異なる。AHU方式・FFU方式では、清浄化に必要な循環風量と熱処理に必要な循環風量の大きい方で循環風量を決定した。A方式では、清浄化装置の風量は清浄化に必要な循環風量で決定し、熱処理装置の循環風量は熱処理に必要な風量で決定した。

AHU方式とFFU方式の算出式を以下に示す。

$$E_{ahu} = P_{ahu} + E_{ahufan}, E_{ffu} = P_{ffu} + E_{ffufan} \quad \dots(10)$$

$$P_{ahu} = Q_{ahu} \times e_{ahu} \times H \quad \dots(11)$$

$$E_{ahufan} = P_{ahufan} \times e_{heatsource} \times H \quad \dots(12)$$

$$P_{ffu} = Q_{ffu} \times e_{ffu} \times H \quad \dots(13)$$

$$E_{ffufan} = P_{ffufan} \times e_{heatsource} \times H \quad \dots(14)$$

ここに、

- P_{ahu} 、 P_{ffu} : 空気循環搬送動力[kW・h]
- E_{ahufan} 、 E_{ffufan} : 循環ファン発熱処理エネルギー[kW・h]
- Q_{ahu} 、 Q_{ffu} : 循環空気量[m³/h]
- P_{ahufan} 、 P_{ffufan} : 循環ファン搬送動力[kW]
- e_{ahu} 、 e_{ffu} : 空気搬送エネルギー原単位[kW・h/m³]

A方式の算出式を以下に示す。

$$E_a = P_{ffu} + P_{fcu} + E_{afan} \quad \dots(15)$$

$$P_{ffu} = Q_{ffu} \times e_{ffu} \times H \quad \dots(16)$$

$$P_{fcu} = Q_{fcu} \times e_{fcu} \times H \quad \dots(17)$$

$$E_{afan} = (P_{ffufan} \times H + P_{fcufan} \times H) \times e_{heatsource} \quad \dots(18)$$

ここに、

- P_{ffu} : 清浄化空気循環搬送動力[kW・h]
- Q_{ffu} : 清浄化空気量[m³/h]
- e_{ffu} : 清浄化空気搬送エネルギー原単位[kW・h/m³]
- P_{fcu} : 熱処理空気循環搬送動力[kW・h]
- Q_{fcu} : 熱処理空気量[m³/h]
- e_{fcu} : 熱処理空気搬送エネルギー原単位[kW・h/m³]
- E_{afan} : 循環ファン発熱処理エネルギー[kW・h]
- P_{ffufan} : 清浄化空気循環ファン搬送動力[kW]
- P_{fcufan} : 熱処理空気循環ファン搬送動力[kW]

である。

4) 外気供給エネルギー

外気供給エネルギーは3方式共通で式(19)より算出した。

外気処理エネルギーは外気供給量、外気処理エネルギー原単位、運転時間から式(20)より算出した。供給搬送動力は循環風量、搬送エネルギー原単位、運転時間から式(21)より算出した。供給ファンの発熱処理エネルギーは外気供給に必要な動力すべてが熱負荷になるとして式(22)より算出した。

$$E_{oa} = E_{oatreatment} + P_{oasupply} + E_{oafan} \quad \dots(19)$$

$$E_{oatreatment} = Q_{oa} \times e_{oatreatment} \times H \quad \dots(20)$$

$$P_{oasupply} = Q_{oa} \times e_{oasupply} \times H \quad \dots(21)$$

$$E_{oafan} = P_{oafan} \times e_{heatsource} \times H \quad \dots(22)$$

ここに、

- $E_{oatreatment}$: 外気処理エネルギー[kW・h]
- $P_{oasupply}$: 外気供給搬送動力[kW・h]
- E_{oafan} : 供給ファン発熱処理エネルギー[kW・h]
- Q_{oa} : 外気供給量[m³/h]
- $e_{oatreatment}$: 外気処理エネルギー原単位[kW・h/m³]
- $e_{oasupply}$: 外気搬送エネルギー原単位[kW・h/m³]
- P_{oafan} : 供給ファン搬送動力[kW]

である。

5) 排気処理エネルギー

排気処理エネルギーは3方式共通で式(23)より算出した。

スクラバ排気処理エネルギーは、排気量、排気処理エネルギー原単位、運転時間から式(24)より算出した。排気搬送動力は、排気量、搬送エネルギー原単位、運転時間から式(25)、式(26)より算出した。

$$E_{ea} = E_{scrubber} + P_{scrubber} + P_{ex} \quad \dots(23)$$

$$E_{scrubber} = Q_{scrubber} \times e_{scrubbertreatment} \times H \quad \dots(24)$$

$$P_{scrubber} = Q_{scrubber} \times e_{scrubber} \times H \quad \dots(25)$$

$$P_{ex} = Q_{ex} \times e_{ex} \times H \quad \dots(26)$$

ここに、

- $E_{scrubber}$: スクラバ排気処理エネルギー[kW・h]
- $P_{scrubber}$: スクラバ排気搬送動力[kW・h]
- $Q_{scrubber}$: スクラバ排気量[m³/h]
- $E_{scrubbertreatment}$: スクラバ排気処理エネルギー原単位 [kW・h/m³]
- $e_{scrubber}$: スクラバ排気搬送エネルギー原単位 [kW・h/m³]
- P_{ex} : スクラバ以外の排気搬送動力[kW・h]
- Q_{ex} : スクラバ以外の排気量[m³/h]
- e_{ex} : スクラバ以外の排気搬送エネルギー原単位 [kW・h/m³]

である。

3.4.2 運用段階のエネルギー消費による CO₂ 排出量原単位

熱源、外気処理、排気処理の設備機器のエネルギー消費量原単位は文献¹²⁾の値を引用した(表-9)。熱源の原単位は、ターボ冷凍機(COP=6)、冷却塔(メーカーカタログより)、冷却水ポンプ(ポンプ効率0.6、温度差5℃、揚程200kPa)の値を加算したものである。

冷水一次ポンプと冷水二次ポンプの送水量1m³当たりのエネルギー消費量原単位は、効率と揚程を設定し作成した(表-10)。空調機、標準FFU、大型FFU、特型FCUの送風量1m³当たりのエネルギー消費量原単位は、効率と静圧を設定し作成した(表-11)。原単位作成に用いたポンプとファンの効率は、設計時に使用する一般的な数値である。

3.4.3 運用段階のエネルギー消費による CO₂ 排出量算出結果

図-4に年間のCO₂排出量算出結果を示す。A方式が最も少ない。FFU方式とA方式では、A方式は19%削減されている。FFU方式は冷水温度差が小さく水量が多いため、AHU方式・A方式より冷水循環エネルギーCO₂排出量が約40%多い。A方式の空気循環エネルギーCO₂排出量はAHU方式より約63%、FFU方式より約55%削減され、清浄化と熱処理を分離した効果である。

3.5 廃棄段階の CO₂ 排出量

廃棄段階の CO₂ 排出量は、新築時に投入された建設資材すべてが建設廃棄物として排出されるとし、建設廃棄物の輸送、リサイクルする部材の処理、埋め立てによる CO₂ 排出量を算出した。

3.5.1 廃棄段階の CO₂ 排出量算出方法

輸送による排出量は、輸送距離を一律片道 40km、すべてトラックで行われるとして式(27)より算出した。

$$CE_{transport} = \left(M_i \times 0.200 \times 40 \right) \dots(27)$$

ここに、

$CE_{transport}$: 輸送による CO₂ 排出量 [kg-CO₂]

M_i : 建設廃棄物 i の数量 [t]

0.200 : 輸送に伴う CO₂ 排出量原単位 [kg-CO₂/t·km]¹³⁾

40 : 輸送距離 [km]

である。

処理については、建設廃棄物をリサイクル材にする際の CO₂ 排出量と廃棄物として埋め立て処理する際の CO₂ 排出量を算出した。建設廃棄物量にリサイクル率を乗じて、リサイクル物量と埋め立て処理物量を算出し、それぞれの CO₂ 排出量原単位から式(28)より算出した。

$$CE_{waste} = \left[(M_i \times Rc_i \times c_i) + \{ M_i \times (1 - Rc_i) \times c \} \right] \dots(28)$$

ここに、

CE_{waste} : 建設廃棄物の処理による CO₂ 排出量 [kg-CO₂]

Rc_i : リサイクル率 [%]

c_i : 処理に伴う CO₂ 排出量原単位 [kg-CO₂/t]

c : 埋め立て処理に伴う CO₂ 排出量原単位 [kg-CO₂/t]

である。

3.5.2 廃棄段階の CO₂ 排出量原単位

表 - 12 にリサイクル率¹³⁾、処理による CO₂ 排出量原単位を示す。鉄くずはリサイクル率 100% で処理に伴う CO₂ 排出量は 0 である。その他の部材では、コンクリート塊のみデータが文献¹⁴⁾より得られ、それ以外のものについては現状ではデータがないため、CO₂ 排出量原単位は 0 とした。建物解体工事による CO₂ 排出量については検討対象外とした。電気設備資材は、ほとんどが金属のため、95% をリサイクルとし、5% を埋め立て処理とした。

3.5.3 廃棄段階の CO₂ 排出量算出結果

図 - 5 に廃棄段階の CO₂ 排出量算出結果を示す。FFU 方式と A 方式では、A 方式が約 16% 削減されている。

3.6 ライフサイクル CO₂ 排出量

図 - 6 にライフサイクルを 45 年とした場合の建設から廃棄までの結果を示す。各システムともエネルギー消費の CO₂ 排出量が最大であり、全体の約 94% を占めている。AHU 方式と FFU 方式がほぼ同程度の CO₂ 排出量であり、

表 - 9 エネルギー消費量原単位¹²⁾

機器		原単位
熱源	ターボ冷凍機	0.19310 kW/kW
	冷却塔・冷却水ポンプ	
外気処理	外気搬送	0.00070 kW·h/m ³
	外気処理	0.00180 kW·h/m ³
排気処理	スクラブ系	0.00082 kW·h/m ³
	スクラブ系以外	0.00028 kW·h/m ³

表 - 10 冷水循環設備のエネルギー消費量原単位

機器	ポンプ効率	揚程	原単位
一次冷水ポンプ	0.60	500 kPa	0.23101 kW·h/m ³
二次冷水ポンプ	0.60	200 kPa	0.09240 kW·h/m ³

表 - 11 空気循環設備のエネルギー消費量原単位

機器	ファン効率	圧力損失	原単位
空調機	0.60	1000 Pa	0.000463 kW·h/m ³
標準 FFU	0.40	200 Pa	0.000139 kW·h/m ³
大型 FFU	0.55	230 Pa	0.000116 kW·h/m ³
特型 FCU	0.55	150 Pa	0.000074 kW·h/m ³

表 - 12 各部材のリサイクル率と処理に伴う CO₂ 排出量原単位

部材	リサイクル率 [%]	CO ₂ 排出量原単位 [kg-CO ₂ /ton]
コンクリート塊	98.0	3.5 ¹⁴⁾
鉄くず	100.0	0.0
ALC	30.4	0 とした
石膏ボード	34.6	0 とした
廃プラスチック	12.7	0 とした
ガラスくず	50.0	0 とした
電気設備資材	95.0	0 とした
埋め立て 処理される部材	—	250.0 ¹⁴⁾

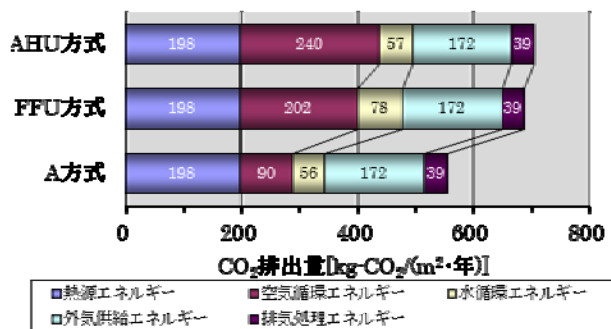


図 - 4 エネルギー消費による CO₂ 排出量

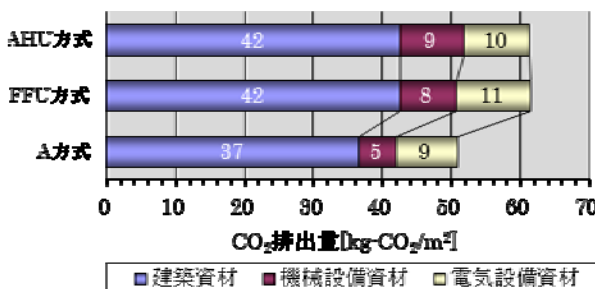


図 - 5 廃棄段階の CO₂ 排出量

FFU 方式と A 方式では、A 方式が約 20% 削減されている。

表 - 13 CO₂排出量算出条件

熱負荷	空調方式	クラス5 100個/ft ³ (200回/h)	クラス5と6*	クラス6 1,000個/ft ³ (40回/h)	クラス6と7*	クラス7 10,000個/ft ³ (20回/h)	クラス8 100,000個/ft ³ (15回/h)
高負荷 (650W/m ²)	AHU方式	●	●	●	●	●	●
	FFU方式	●	●	●	●	●	●
	A方式	●		●		●	●
	T&A方式		●		●		
低負荷 (350W/m ²)	AHU方式	●	●	●	●	●	●
	FFU方式	●	●	●	●	●	●
	A方式	●		●		●	●
	T&A方式		●		●		

*：異なる清浄度が混在するケースでは、高清浄度域の面積をCR全体の1/3とした。

4.空調システムの違いによる CO₂ 排出量

清浄度と熱負荷をパラメータとして、システムの違いが運用段階のエネルギー消費による CO₂ 排出量に及ぼす影響について検討した。算出方法は 3.4 と同様に行った。

4.1 CO₂ 排出量算出条件

表 - 13 に CO₂ 排出量算出条件を示す。クリーン空調システムは、表 - 1 の 3 種類に T&A 方式を加えた 4 種類とした。T&A 方式は異なる清浄度が混在する場合とした。

清浄度は、CR 全域が同じ清浄度の 4 ケースと高清浄度域と低清浄度域が混在する 2 ケースの 6 種類とした。熱負荷は、高負荷と低負荷の 2 種類とした。その他の条件はすべて 3.4 と同じとした。

4.2 CO₂ 排出量算出結果

図 - 7 に高負荷の場合、図 - 8 に低負荷の場合の算出結果を示す。なお、図 - 7 内の丸数字は、後述する表 - 14 のシステムに対応する数字を示すものである。

4.2.1 熱負荷を変えた場合

排出量の大小はあるが、図 - 7 と図 - 8 のグラフの形状は似ている。システム、清浄度による大きな違いはない。

4.2.2 同じ清浄度でシステムを変えた場合

1) クラス 5

高負荷の場合、AHU 方式と FFU 方式の循環風量は清浄度で決まり同じであるが、AHU 方式の排出量が圧倒的に多い。AHU 方式はダクト方式のため搬送動力が大きいことが要因である。FFU 方式と A 方式はほぼ同じである。高負荷・高清浄度では、A 方式の効果があまり大きくない。

低負荷の場合、熱源と冷水循環による排出量が減るため、高負荷と比べて排出量が少なくなる。A 方式では、熱処理の空気循環が減るため、その分が削減されている。

2) クラス 5 と 6

高負荷の場合、AHU 方式、FFU 方式、T&A 方式の順に排出量が少なくなる。AHU 方式と T&A 方式では、約 37%削減となっており、T&A 方式の排出量削減効果は大

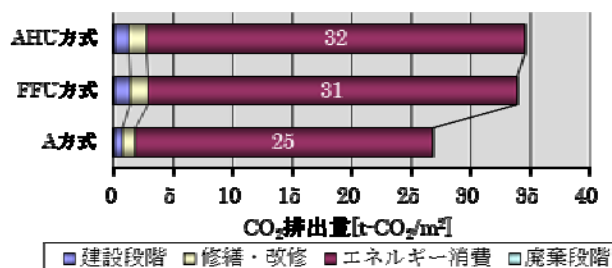


図 - 6 ライフサイクルCO₂排出量(45年間運用)

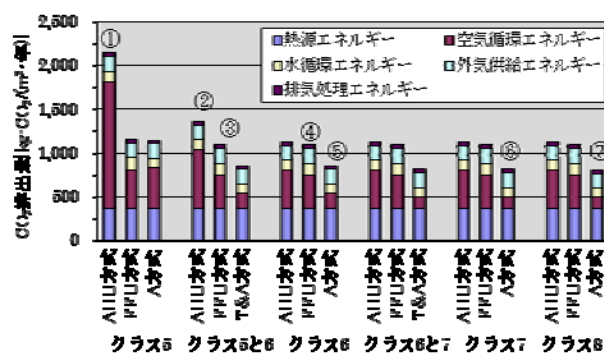


図 - 7 高負荷の場合の CO₂ 排出量

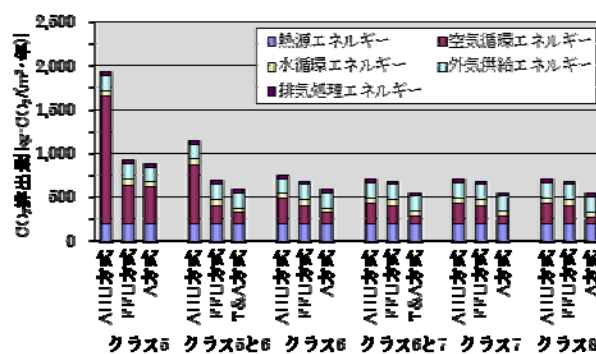


図 - 8 低負荷の場合の CO₂ 排出量

きい。低負荷の場合も同様の傾向である。

3) クラス 6、クラス 6 と 7、クラス 7、クラス 8

高負荷・低負荷とも、AHU 方式と FFU 方式の循環風量は熱処理により決まるため、清浄度が異なっても排出量に顕著な差がない。A 方式と T&A 方式についても、換気回数が減る分の排出量が減るのみで差がほとんどない。AHU 方式と A 方式では、A 方式は約 25%の削減である。

4.2.3 清浄度を変えた場合

1) AHU方式

高負荷・低負荷とも、クラス5からクラス6までは循環風量が少なくなり排出量が減少するが、クラス6より低くなると熱処理により循環風量が決まるため減少しない。

2) FFU方式

高負荷の場合、熱処理により循環風量が決まるため、清浄度が低くなっても排出量の違いはほとんどない。

低負荷の場合、クラス5のみ排出量が多く、それ以降はほぼ同じ排出量である。

3) A方式とT&A方式

高負荷・低負荷とも、クラス5のみ排出量が多く、それ以降は、清浄化の循環風量の差がそれほど大きくないため、ほぼ同じ排出量となっている。

4.3 空気循環エネルギーの詳細検討

4.2の高負荷条件のAHU方式、FFU方式、A方式の空気循環エネルギーによるCO₂排出量と換気回数(清浄度)の関係を図-9に示す。システム比較のため、FFU方式の標準型FFUを多風量FFUに変更した場合(以降、多風量FFU方式)と、FFUの変更にファン付ドライコイルとし吹出し温度差を5°Cに変更した場合(以降、多風量+5°C差DC方式)も合わせて示す。横軸の換気回数の上に5から8までの清浄度クラスを示している。

横軸に平行な部分は、熱処理で循環風量が決まり、換気回数に関係なく排出量が一定であることを示している。右上がりの部分は、清浄化で循環風量が決まり、換気回数が増えるにつれて排出量が増えることを示している。

A方式が対象とする清浄度クラス6~8では、排出量が最も少ない。換気回数が130回を超えるとA方式より多風量FFU方式のほうが、換気回数が170回を超えるとA方式よりFFU方式のほうがCO₂排出量が少なくなる。

4.4 システムの変遷によるCO₂排出量の変化

図-7の高負荷のCO₂排出量算出結果から、表-14の条件に合うものを選んで図-10に示す。過去(①)から現在(④)までのクリーン空調システムの変遷と⑤から⑦までの提案するクリーン空調システムが導入された場合の7種類である。①から④まででは、クリーンエリアの考え方や送風方式の変更などによりCO₂排出量が約50%削減されており、これまでの変遷はクリーン空調に係るエネルギー消費によるCO₂排出量の削減に大きく貢献している。今後、提案するA方式の導入により④から⑦となり、CO₂排出量がさらに約24%削減される。①と⑦では約60%削減されている。以上から、提案するクリーン空調システムの導入により、クリーン空調に係るエネルギー消費によるCO₂排出量削減に貢献できることがわかる。

表-14 検討した空調システムと清浄度

空調システムと清浄度		備考
①	高清浄度のボールルームとして、AHU方式、クラス5を選択	80年代前半
②	ベイタイプのクリーンルームとして、AHU方式、クラス5と6を選択	80年代後半
③	ベイタイプのクリーンルームとして、FFU方式、クラス5と6を選択	90年代前半
④	ミエパ/和パ導入クリーンルームとして、FFU方式、クラス6を選択	00年代前半から現在
⑤	ミエパ/和パ導入クリーンルームとして、A方式、クラス6を選択	A方式に置換え
⑥	ミエパ/和パ導入クリーンルームとして、A方式、クラス7を選択	将来(1)
⑦	ミエパ/和パ導入クリーンルームとして、A方式、クラス8を選択	将来(2)

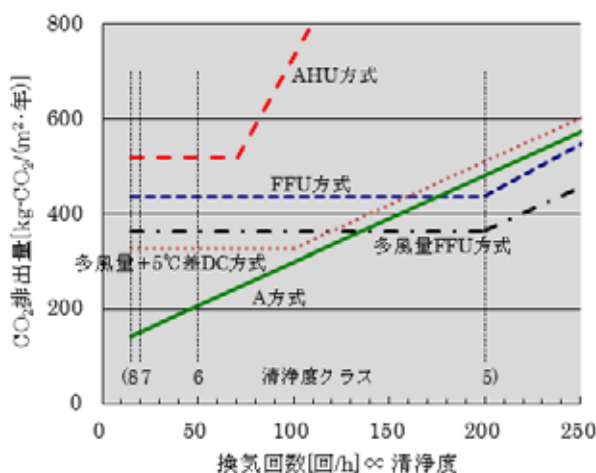


図-9 システムの違いによる空気循環エネルギーによるCO₂排出量

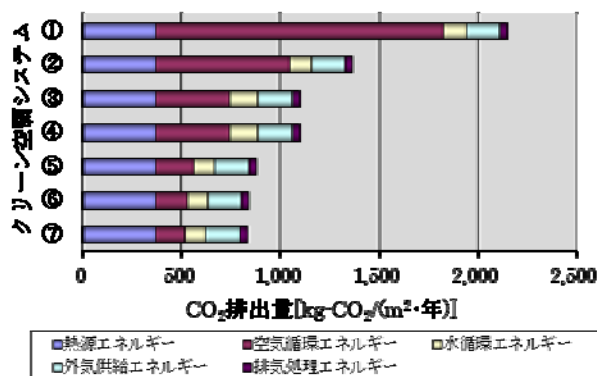


図-10 システムの変遷によるCO₂排出量の変化

5. 温度成層型局所クリーン空調システム

CRでは、高発熱の装置が多数設置されており、その発熱を効率よく処理することが省エネを実現する上で重要なポイントとなる。これまでのクリーン空調システムは、清浄冷気を高温装置に吹き付け、熱上昇流を拡散させていた(図-11)のために、熱処理に関しては余分なエネルギーを使用しており改善の余地がある。

そこで、熱処理の方法を再考し、清浄化エリアだけで

なく温調エリアも局所化し、より省エネを実現できる局所クリーン空調システム「温度成層型局所クリーン空調システム」(温度成層方式)を開発した。T方式を改良したシステムである。ここでは、システム概要、温度・清浄度に関する実験及びCO₂排出量評価について述べる。

5.1 システム概要

温度成層方式は、高発熱の装置に対応したもので、高清浄エリア及び温調エリアの局所化により、省エネ(つまり、運用段階のエネルギー消費によるCO₂排出量削減)を実現するものである。高清浄エリアは装置上面、温調エリアは作業域である。装置の熱上昇流に逆らわず、斜め上から冷却された清浄空気を供給することにより、対象エリアの清浄化と温調を行う(図-12)。

FFUの清浄冷気は装置に到達し温められ上昇流となり、CR上部に約30℃の温度成層を形成する。FFUの上部に設置されたFCUはこの高温空気を吸込み冷却してFFUに向かって吹出す。FFUは冷却空気を吸込み清浄化して装置に向かって吹出す循環となる。

FCUは高温空気を処理するため、熱交換効率が高くなり少ない風量でより多くの熱を処理でき、風量・設置台数削減が可能となる。また、冷水は従来方式と比較して温度差が大きくとれるため、流量削減が可能となる。

5.2 実験用CRの概要

実験は清水建設技術研究所で行った。CRは14m×7.5mで天井高は14mである。装置を想定した模擬装置5台(高さ2.6m)を配置した(図-13)。模擬装置は熱風発生機により任意に加熱できる(0~600W/m²)。

5.3 温度分布

5.3.1 実験方法と条件

CR内の定常状態を確認し、上下温度分布を測定した。測定点は中央装置の上方、作業域は装置の周囲である(図-13)。測定はT型熱電対を用いて行い、データロガー(メモリハイロガー8422-50、HIOKI)で記録を行った。名目換気回数6回/h、加熱条件600W/m²とした。

5.3.2 実験結果および考察

図-14に上下温度分布測定結果を示す。上部空間は約30℃、作業域は約24℃で、上部空間に高温層が形成され、作業域が温調されていることが確認できた。FCUの吹出し温度差は約9℃(吸込み約28℃、吹出し約17℃)であった。これは従来方式の2~4倍の温度差で、これにより風量及び設置台数の削減が可能となる。

5.4 清浄度特性

局所回復特性と天井面・作業者発塵の影響について、FFU方式・T方式・温度成層方式で確認実験を行った。

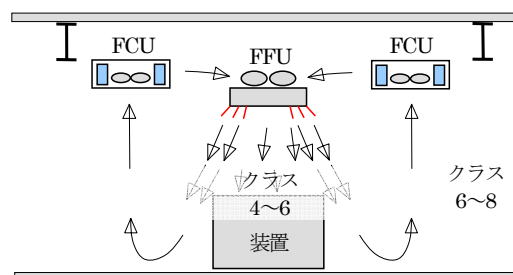


図-11 上から清浄冷気吹付け、熱上昇流を拡散させている例

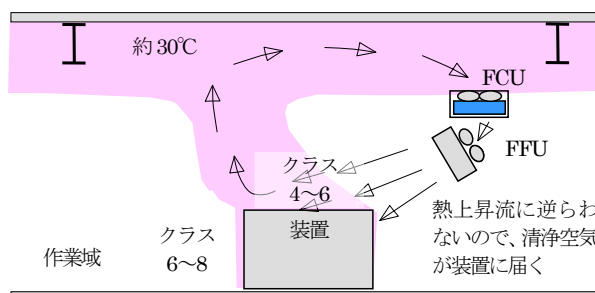
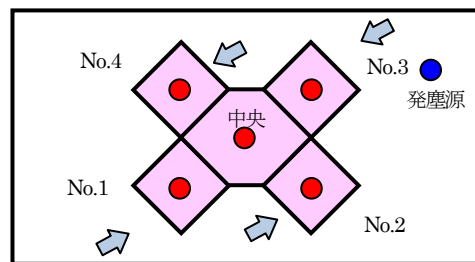


図-12 温度成層方式の概念断面図



矢印はFFUの風向を示す

図-13 装置レイアウト平面図
(測定点・発塵源も示す)

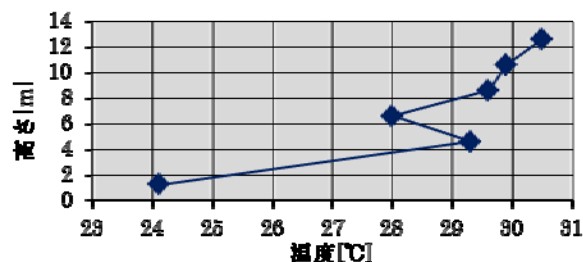


図-14 上下温度分布測定結果

測定には光散乱式粒子計数器(KC-01A、リオン)を使用した。

5.4.1 局所回復特性

1) 実験方法と条件

CR内の定常状態を確認して所定の濃度(3,000個/0.01cf)に汚染し、空調開始と同時に測定を開始した。測定点は各装置の中央部(表面から100mm上)とした(図-13)。名目換気回数6回/h、加熱条件600W/m²とした。

2) 実験結果および考察

図-15に測定結果を示す。測定結果から得られる回帰式から測定点における局所換気回数を算出した。FFU方式では約5.2回で名目換気回数を下回っている。温度成層方式は約6.2回で局所回復性能が高いことが確認でき

た。本システム特有の気流(FFU → 装置面 → 上昇 → FCU → FFU)により、粒子が効率よく除去されている。

5.4.2 天井面発塵の影響

天井面発塵は、配管や梁などの堆積粒子の再飛散を想定している。

1) 実験方法と条件

図 - 13 に発塵源及び測定点を示す。CR 内の定常状態を確認し、天井面発塵を開始する。発塵源高さは FL+10m、外気を導入(1.0×10⁶個/min)した。測定点は各装置の中央部(表面から 100mm 上)の 5 点とした。名目換気回数 12 回/h、加熱条件 600W/m² とした。

2) 実験結果および考察

図 - 16 に実験結果を示す。FFU 方式では、発塵開始後すべての測定点に影響が及んでいる。加熱された空気が対流により上昇し CR 内に循環流が生じて、発塵粒子が CR 全体へ搬送されるためである。

温度成層方式では、発塵を開始しても粒子濃度はあまり増加しない。FFU 方式の場合より長時間発塵しても影響は約半分である。FFU からの清浄空気が装置面に確実に供給されていることと、前述の気流が合理的・効果的に循環しているためである。

5.4.3 作業員発塵の影響

温度成層方式の場合、FFU の気流が斜め上から吹かれるため、清浄化エリアと FFU の間で作業があると、清浄化エリアに影響を与える可能性がある。装置近傍で作業員による発塵があった場合の影響を確認した。

1) 実験方法と条件

実験は図 - 13 の 4 号機で行った。発塵は、図 - 17 の②④⑥⑧で行い、発塵量は、200,000 個/min (粒径 0.3μm 以上)とした。測定は①～⑨で行った。発塵の前後で 2 回ずつバックグラウンド濃度を測定した。名目換気回数 6 回/h、加熱あり(600W/m²)と加熱なしで行った。

2) 実験結果および考察

図 - 18 に各測定点のバックグラウンド濃度平均値からの増分を合計した結果を示す。温度成層方式は、風上側に発塵があっても影響が少ないことが確認された。これは、局所的に清浄空気を送ることにより、供給風量が多くとれ、発生した粒子が速やかに希釈・排除されていることが要因である。

5.5 CO₂ 排出量評価

モデル CR を設定し、運用段階における空気と冷水の循環エネルギー消費による CO₂ 排出量を評価した。

5.5.1 CO₂ 排出量算出条件

モデル CR は、面積 1,000m²、有効高さ 11m、1 層の鉄骨造とし、間仕切壁無しとした。清浄度はクラス 5.5、加熱条件 600W/m² とした。CO₂ 排出量算出には、表 - 10、表 - 11 に示すエネルギー消費量原単位を使用し、算出方

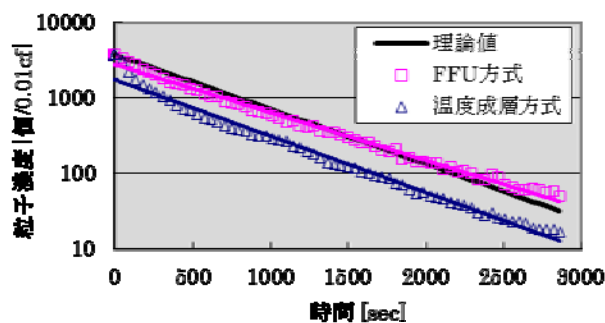


図 - 15 局所回復特性の測定結果

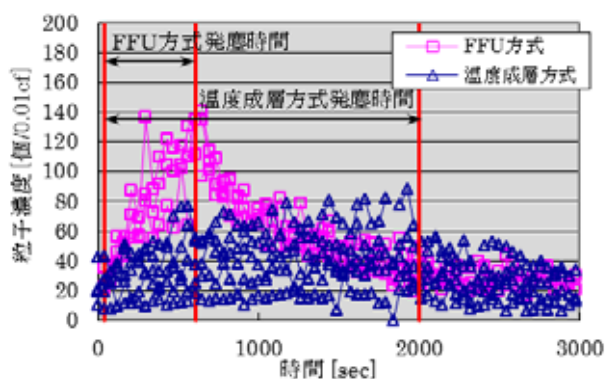


図 - 16 天井面発塵の実験結果 (粒径 0.3μm 以上)

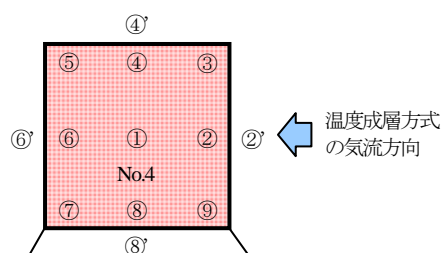


図 - 17 作業員による発塵点と測定点

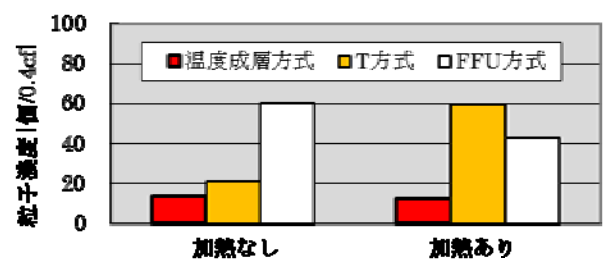


図 - 18 装置表面での粒子濃度の増分(粒径 0.3μm 以上)

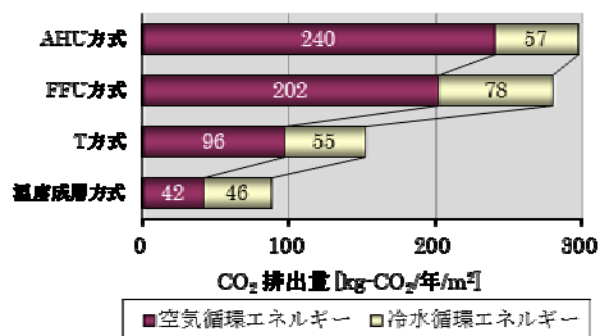


図 - 19 CO₂ 排出量算出結果

法は3.4と同様に行った。比較したシステムはAHU方式、FFU方式、T方式、温度成層方式である。

5.5.2 CO₂排出量算出結果

図-19に算出結果を示す。FFU方式と温度成層方式では、温度成層方式が69%削減されている。T方式と比較しても、42%の削減となっている。熱処理と清浄化の分離による風量削減とダクト抵抗削減による搬送動力削減効果に加え、FCUが高温空気を処理するため熱交換効率が高くなり、風量が削減されたことと大温度差送水となり、流量が削減された効果が大きく表れている。

6.まとめ

本研究では、クリーン空調システム、清浄度、熱負荷に着目し、ライフサイクルCO₂排出量を定量的に把握し、提案したT&A方式のCO₂排出量削減効果を示した。また、さらなる省エネを実現する温度成層方式の概要、温度分布、清浄度特性、CO₂排出量評価について述べた。

- 1) A方式とFFU方式を比較すると、A方式のCO₂排出量は、建設段階で44%削減、運用段階の修繕・改修で30%削減、運用段階のエネルギー消費で19%削減、廃棄段階で16%削減となった。
- 2) ライフサイクルを通じたCO₂排出量は、運用段階のエネルギー消費によるものが最も多く94%を占めている。

<参考文献>

- 1) 長谷部弥他：省エネ・省資源を実現するクリーン空調システムの開発(その1) -タスク&アンビエントクリーン空調システム概要とクリーン性能-，清水建設研究報告書，No.91，2014.1，pp.73.~82.
- 2) PHILIP R. AUSTIN, STEWART W. TIMMERMAN："DESIGN & OPERATION OF CLEAN ROOMS"，Business News Pub. Co.，1965
- 3) 東芝セミコンダクター社大分工場："SMIF導入に伴う空調エネルギー削減"，省エネルギー，Vol.55，No.2，2003，pp.56.~60.
- 4) 小林謙介他：戸建て住宅における設備のライフサイクルCO₂評価に関する研究，日本建築学会環境系論文集，No.610，2006.12，pp.83.~89.
- 5) 酒井寛二他：建築物のライフサイクル二酸化炭素排出量とその抑制方策に関する研究，日本建築学会計画系論文集，No.484，1996.6，pp.105.~112.
- 6) 山口賢次郎他：既設ビルの改修・建替えに伴う環境負荷排出に関する研究，日本建築学会環境系論文集，No.566，2003.4，pp.1.~7.
- 7) (社)日本建築学会：建物のLCA指針～温暖化・資源消費・廃棄物対策のための評価ツール～，2006.11
- 8) 空気調和・衛生工学会：持続可能な社会を支える建築設備のために，地球環境シンポジウム，1997.7
- 9) 矢川明弘他：環境負荷低減活動における建物用途別LCCO₂略算法の検討，日本建築学会大会学術講演梗概集D-1(近畿)，2005.9，pp.1091.~1092.
- 10) 長谷部弥他：クリーンルームシステムにおける建設段階の環境負荷低減に関する研究 第1報—新クリーンルームシステムの提案と建設段階の環境負荷，空気調和・衛生工学会論文集，No.143，2009.2，pp.11.~20.
- 11) 環境省歩道発表資料：平成18年度の電気事業者別排出係数の公表について，平成19年9月27日
- 12) クリーンルーム省エネ委員会：半導体工場における設備エネルギー換算係数改定とその解説，空気清浄，Vol.45，No.2，2007，pp.16.~28.
- 13) 漆崎昇他：建築物の長寿命化におけるライフサイクル廃棄物と二酸化炭素排出量に関する研究，日本建築学会計画系論文集，No.563，2003.1，pp.93.~100.
- 14) 小林謙介他：建物解体廃棄物における処理の現状と環境負荷評価，日本建築学会環境系論文集，No.582，2004.8，pp.115.~121.
- 15) 長谷部弥他：クリーンルームシステムにおける建設段階の環境負荷低減に関する研究 第2報—ライフサイクルにおけるCO₂排出量，空気調和・衛生工学会論文集，No.149，2009.8，pp.39.~47.

る。A方式はFFU方式より20%削減となった。

- 3) A方式が対象とする清浄度クラス6~8では、A方式のCO₂排出量が最も少ない。高清浄度の場合には、T&A方式ではCO₂排出量削減効果が少ない。
- 4) システムの変遷によるCO₂排出量の変化について検討を行い、現在主流のミニエンパイロメントシステムのCO₂排出量は、高清浄度ボールルームシステムより約50%少なく、CO₂排出量削減に貢献していることを確認した。また、A方式により、さらに24%削減できる。
- 5) 温度成層方式では、高温装置の熱上昇流に逆らわず斜め上から清浄冷気を供給することで、上部空間に約30°Cの高温層が形成され、作業エリアが約24°Cに温調できた。
- 6) この方式は従来方式と比較して、局所回復性能が高く、天井面発塵や作業員発塵の影響が少なく、CRの性能が高いことが確認された。また、運用段階の空気と冷水の循環エネルギーCO₂排出量が69%削減可能、T方式と比較しても42%削減が可能である。

謝辞

本研究を行うに際しては、OB鈴木良延氏、伊澤康一氏に多大なご指導・ご助言・ご協力を頂いた。ここに記して謝意を表します。